

# 整车主动悬架解耦控制\*

陈建国<sup>1,2</sup>, 程军圣<sup>1</sup>, 聂永红<sup>1</sup>

(1. 湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室 长沙, 410082) (2. 湖北汽车工业学院机械工程系 十堰, 442002)

**摘要** 由于车辆各个车轮受路面的激励, 车辆簧上质量的振动耦合了各个车轮引起的振动。为使车辆有效减振, 建立了带主动悬架的整车非线性模型并利用微分几何方法对该非线性模型进行解耦。经过解耦的悬架系统簧上质量的垂向、俯仰和侧倾振动互相独立, 成为独立的线性子系统, 从而可以实现对其单独控制。设计了减振控制律, 对解耦的悬架系统减振。仿真结果表明, 簧上质量各个方向振动大幅衰减, 说明该控制方法是有效的。

**关键词** 主动悬架; 整车模型; 微分几何; 解耦控制  
**中图分类号** U463

## 引言

汽车悬架的振动影响乘坐的舒适性, 国内外学者对悬架减振问题进行了广泛的研究。但目前许多学者采用的汽车悬架模型有 1/4 模型<sup>[1-2]</sup>, 也有 1/2 模型<sup>[3-4]</sup>; 但汽车的四个车轮同时受到路面的激励, 会产生垂向、俯仰和侧倾运动, 由于所建立的模型与实际情况有差距, 使得研究的结论难以实用。悬架减振问题的主要焦点是对汽车悬架的减振控制算法的研究, 主要有天棚阻尼控制<sup>[5-6]</sup>、模糊控制<sup>[7]</sup>、滑模变结构控制<sup>[8]</sup>、鲁棒控制等方法。这些方法大多并没涉及系统解耦。而对于汽车悬架系统, 其簧上质量的垂向、俯仰和侧倾运动是四个车轮振动的综合结果, 是耦合的多入多出(MIMO)系统。没有解耦的悬架减振控制较难获得精准的控制量, 减振控制效果还有待于提高。微分几何状态反馈线性化理论是解决非线性 MIMO 系统控制问题的有力工具, 可以对非线性多变量系统实现解耦, 使其分解为多个独立的线性子系统, 从而实现单独控制, 达到好的控制效果。目前, 针对汽车悬架的解耦控制并不多见。因此, 笔者提出了整车主动悬架解耦控制算法。

笔者建立了带主动悬架的整车非线性模型, 对该模型使用微分几何方法解耦, 使簧上质量的各个方向的振动相互独立, 成为多个独立的线性子系统, 从而可以对其进行单独控制。仿真结果表明, 采用

微分几何的解耦算法对悬架系统解耦是可行的, 悬架簧上质量垂向振动、俯仰振动以及侧倾振动大幅衰减, 达到减振控制的目的, 为汽车悬架减振控制提出了新途径。

## 1 建立系统模型

### 1.1 整车主动悬架模型

带主动悬架的整车模型如图 1 所示。利用牛顿欧拉公式, 可推导出其动力学方程如下

$$\begin{cases} z_{s1} = z_s + a \sin\theta + d \sin\varphi \\ z_{s2} = z_s + a \sin\theta - d \sin\varphi \\ z_{s3} = z_s - b \sin\theta + d \sin\varphi \\ z_{s4} = z_s - b \sin\theta - d \sin\varphi \end{cases} \quad (1)$$

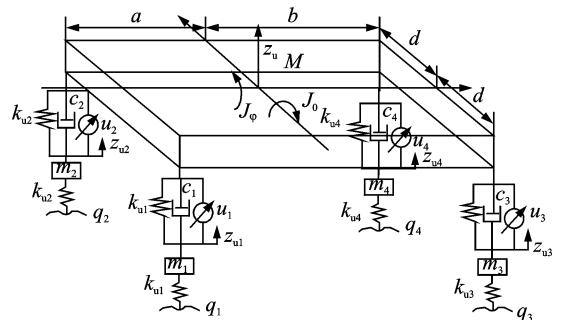


图 1 整车主动悬架简化模型图

Fig. 1 Full vehicle active suspension model

\* 国家自然科学基金资助项目(51175155); 湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室自主研究课题资助项目(60870002); 教育部部长江学者与创新团队发展计划资助项目(531105050037); 湖北省自然科学基金资助项目(2013CFB046)

$$\begin{cases} F_{s1} = k_{s1}(z_{s1} - z_{u1}) + c_1(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{u1}) \\ F_{s2} = k_{s2}(z_{s2} - z_{u2}) + c_2(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{u2}) \\ F_{s3} = k_{s3}(z_{s3} - z_{u3}) + c_3(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{u3}) \\ F_{s4} = k_{s4}(z_{s4} - z_{u4}) + c_4(\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{u4}) \end{cases} \quad (2)$$

$$M\ddot{z}_s + F_{s1} + F_{s2} + F_{s3} + F_{s4} + u_1 + u_2 + u_3 + u_4 = 0 \quad (3)$$

$$J_\theta \ddot{\theta} + (F_{s1} + F_{s2} + u_1 + u_2) a \cos\theta - (F_{s3} + F_{s4} + u_3 + u_4) b \cos\theta = 0 \quad (4)$$

$$J_\varphi \ddot{\varphi} + (F_{s1} + F_{s3} + u_1 + u_3) c \cos\varphi - (F_{s2} + F_{s4} + u_2 + u_4) d \cos\varphi = 0 \quad (5)$$

$$m_1 \ddot{z}_{u1} = k_u(q_1 - z_{u1}) - F_{s1} - u_1 \quad (6)$$

$$m_2 \ddot{z}_{u2} = k_u(q_2 - z_{u2}) - F_{s2} - u_2 \quad (7)$$

$$m_3 \ddot{z}_{u3} = k_u(q_3 - z_{u3}) - F_{s3} - u_3 \quad (8)$$

$$m_4 \ddot{z}_{u4} = k_u(q_4 - z_{u4}) - F_{s4} - u_4 \quad (9)$$

式(1)~(9)中的符号意义如下:  $M$ 为悬架的簧上质量;  $J_\theta$ 为悬架的簧上质量俯仰角转动惯量;  $J_\varphi$ 为悬架的簧上质量侧倾角转动惯量;  $m_1, m_2, m_3, m_4$ 为簧下质量;  $z_{u1}, z_{u2}, z_{u3}, z_{u4}$ 为簧下质量位移;  $z_{s1}, z_{s2}, z_{s3}, z_{s4}$ 为各车轮处簧上质量位移;  $k_{s1}, k_{s2}, k_{s3}, k_{s4}$ 为悬架弹簧刚度;  $c_1, c_2, c_3, c_4$ 为被动阻尼器的阻尼系数;  $F_{s1}, F_{s2}, F_{s3}, F_{s4}$ 为被动悬架作用在车身上的力;  $k_u$ 为轮胎刚度;  $z_s$ 为簧上质量质心处位移;  $a$ 为簧上质量质心距前轴的距离;  $b$ 为簧上质量质心距后轴的距离;  $c$ 为簧上质量质心距左轮的距离;  $d$ 为簧上质量质心距右轮的距离;  $\theta$ 为俯仰角;  $\varphi$ 为侧倾角;  $u_1, u_2, u_3, u_4$ 为主动作动器提供的作动力;  $q_1, q_2, q_3, q_4$ 为车轮受到的路面激励。

式(3)表达的是悬架簧上质量的加速度项,式(4)为悬架簧上质量俯仰角加速度项,式(5)为侧倾角加速度项。其均受车轮振动位移  $z_{u1}, z_{u2}, z_{u3}, z_{u4}$ 的影响。式(6)~(9)是各个车轮的动态方程,各个车轮的振动受路面激励影响。簧上质量的振动耦合了车轮的振动,且受路面的激励影响,该整车模型具有耦合的非线性振动特点。

## 1.2 路面激励信号的生成

根据文献[9-10],用以下滤波方程作为路面随机激励的时域数学模型

$$\dot{q}_i(t) + \alpha v q_i(t) = \xi_i(t) \quad i=1,2,3,4$$

其中:  $q_i$ 为平稳随机路面激励;  $\alpha$ 为路面等级决定的常数;  $(\xi_i t)$ 为零均值 Gauss 随机过程;  $v$ 为车速;  $i=1,2,3,4$ 为车轮序号。

后面车轮受到的路面激励为  $q(t+\tau)$ ,其中  $\tau=(a+b)/v$ 。左右车轮受到的激励分别为  $q(t)$ ,

$q(t+t_1)$ 。其中  $t_1$ 是一较大的时间常数。

图2为仿真的路面激励信号。

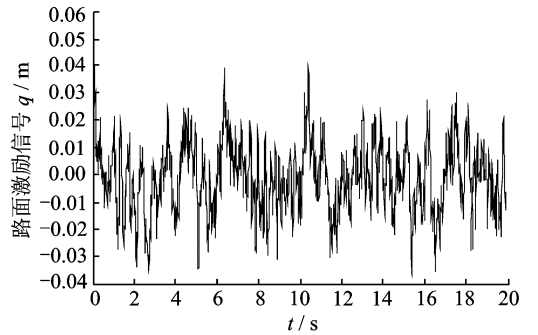


图2 路面激励信号

Fig. 2 Signal of road excitation

## 2 微分几何解耦控制

### 2.1 微分几何的相关理论

一般的MIMO非线性系统表达形式如下

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}) + \mathbf{g}(\mathbf{x})\mathbf{u} + \mathbf{p}(\mathbf{x})\mathbf{w} \quad (10)$$

$$h(\mathbf{x}) = \mathbf{y}(t) \quad (11)$$

其中:  $\mathbf{X} = [x_1, \dots, x_n]^T \in \mathbb{R}^n$ 为  $n$ 维的系统状态矢量;  $\mathbf{u} = [u_1, \dots, u_m]^T \in \mathbb{R}^m$ 是  $m$ 维的输入;  $\mathbf{w} = [w_1, \dots, w_p]^T \in \mathbb{R}^p$ 是干扰输入;  $\mathbf{y}(t) = [y_1(t), \dots, y_m(t)]^T \in \mathbb{R}^m$ 是输出;  $\mathbf{f}(\mathbf{x}) = [f_1(\mathbf{x}), \dots, f_n(\mathbf{x})]^T \in \mathbb{R}^n$ ,  $\mathbf{g}(\mathbf{x}) = [g_1(\mathbf{x}), \dots, g_m(\mathbf{x})] \in \mathbb{R}^{n \times m}$ 以及  $\mathbf{p}(\mathbf{x}) = [p_1(\mathbf{x}), \dots, p_n(\mathbf{x})] \in \mathbb{R}^{n \times p}$ 是光滑的向量场。

定义1<sup>[11-12]</sup>: MIMO非线性系统(10)在  $x_0$ 具有关于输入  $\mathbf{u}$ 的向量相对阶  $\gamma = [\gamma_1, \dots, \gamma_m]$ ,如果

1) 对所有  $i, j=1, \dots, m, k < \gamma_i - 1$ ,在  $x_0$ 的邻域内的所有  $x$ 都有

$$L_{g_j} L_f^k h_i(\mathbf{x}) = 0$$

其中

$$L_f^k h_i(\mathbf{x}) = \frac{\partial (L_f^{k-1} h_i(\mathbf{x}))}{\partial \mathbf{x}} f(\mathbf{x})$$

$$L_{g_j} L_f h_i(\mathbf{x}) = \frac{\partial (L_f h_i(\mathbf{x}))}{\partial \mathbf{x}} g_j(\mathbf{x})$$

2)  $m \times m$ 解耦矩阵

$$\mathbf{A}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} L_{g_1} L_f^{\gamma_1-1} h_1(\mathbf{x}) & \cdots & L_{g_m} L_f^{\gamma_1-1} h_1(\mathbf{x}) \\ \vdots & \cdots & \vdots \\ L_{g_1} L_f^{\gamma_m-1} h_m(\mathbf{x}) & \cdots & L_{g_m} L_f^{\gamma_m-1} h_m(\mathbf{x}) \end{bmatrix}$$

在  $x_0$ 处非奇异。

命题1<sup>[11-12]</sup>: 对于式(10)的非线性系统,如果系统(10)在  $x_0$ 点具有相对阶,即矩阵  $\mathbf{A}(\mathbf{x})$ 在  $x_0$ 点非奇异,那么系统输入输出解耦在  $x_0$ 附近可通过一个

静态状态反馈解决,该反馈形式为

$$u = A^{-1} \left( \begin{bmatrix} -L_j^{\gamma_1} h_1(x) \\ \vdots \\ -L_j^{\gamma_m} h_m(x) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} v_1 \\ \vdots \\ v_m \end{bmatrix} \right) \quad (12)$$

其中:  $[v_1, \dots, v_m]$  为参考输入。

**命题 2**<sup>[13]</sup>: MIMO 非线性系统(10)在  $x_0$  具有关于输入  $u$  的向量相对阶,存在式(12)的一个反馈,使得输出  $h(t)$  独立于干扰  $w(t)$ , 当且仅当

$$L_{\rho} L_f^k h_i(x) = 0, \text{ 对所有 } 0 \leq k \leq \gamma_i - 1, 1 \leq i \leq m$$

### 2.2 整车悬架系统的状态方程

把动力学方程写成状态方程的形式,令

$$\begin{aligned} x_1 = z_s & \quad x_2 = \dot{z}_s & \quad x_3 = \theta & \quad x_4 = \dot{\theta} \\ x_5 = \varphi & \quad x_6 = \dot{\varphi} & \quad x_7 = z_{u1} & \quad x_8 = \dot{z}_{u1} \\ x_9 = z_{u2} & \quad x_{10} = \dot{z}_{u2} & \quad x_{11} = z_{u3} & \quad x_{12} = \dot{z}_{u3} \\ x_{13} = z_{u4} & \quad x_{14} = \dot{z}_{u4} \end{aligned}$$

将整车模型表达成式(10)的形式;其中:  $X$  为 14 维的系统状态矢量;  $u = [u_1, \dots, u_4]^T$  为 4 维主动作动器输入;  $w = [q_1, \dots, q_4]^T$  为 4 个车轮受到的路面激励;  $h(t) = [z_s, \theta, \varphi]^T$  为输出, 即把簧上质量振动的垂向位移、俯仰角和侧倾角作为输出。为了计算方便,增加  $z_{u1}$  作为输出, 从而,  $h(t) = [z_s, \theta, \varphi, z_{u1}]^T$ , 以便使  $A(x)$  成为  $4 \times 4$  的方阵。

### 2.3 控制量的计算

系统控制的目标是使车辆的俯仰角、侧倾角、垂向位移尽可能小,同时使各向振动加速度减小。利用微分几何理论来对系统解耦并对解耦后的系统进行减振控制。

在  $f(x)$  的表达式中,既包括被动悬架的弹簧力,也包括被动阻尼器的阻尼力,为了减小解耦的计算量,计算解耦矩阵  $A(x)$  时,并没有把被动阻尼器的阻尼力包括在内。因被动阻尼器是耗能元件,其作用是消耗振动的能量,而不会加剧振动。由式(12)计算出控制量  $u$ 。

按照定义 1 的条件 1,逐一增大  $\kappa$  值计算并判断表达式

$$L_{g_j} L_f^k h_i(x) = 0$$

是否成立。当条件不成立时,所对应的  $\kappa$  值加 1,即为输出  $h_i$  所对应的相对阶  $\gamma_i$ 。

经计算,  $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_3 = \gamma_4 = 2$ 。

把条件 1 计算的结果代人条件 2,计算系统的解耦矩阵  $A(x)$ 。

$$A(x) = \begin{bmatrix} -\frac{1}{M} & -\frac{1}{M} & -\frac{1}{M} & -\frac{1}{M} \\ -\frac{a \cos x_3}{J_{\theta}} & -\frac{a \cos x_3}{J_{\theta}} & \frac{b \cos x_3}{J_{\theta}} & \frac{b \cos x_3}{J_{\theta}} \\ -\frac{c \cos x_5}{J_{\varphi}} & \frac{d \cos x_5}{J_{\varphi}} & -\frac{c \cos x_5}{J_{\varphi}} & \frac{d \cos x_5}{J_{\varphi}} \\ \frac{1}{m_1} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$A(x)$  非奇异,可以求其逆。

若  $A(x)$  奇异,说明系统的输出线性相关,无法实现解耦,须重新选择系统的输出,重新计算系统的相对阶。

$$A^{-1}(x) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & m_1 \\ \frac{-Mb}{a+b} & \frac{-J_{\theta}}{(a+b) \cos x_3} & 0 & -m_1 \\ \frac{-dM}{c+d} & 0 & \frac{-J_{\varphi}}{(c+d) \cos x_5} & -m_1 \\ \frac{-(ac-bd)M}{(a+b)(c+d)} & \frac{J_{\theta}}{(a+b) \cos x_3} & \frac{J_{\varphi}}{(c+d) \cos x_5} & m_1 \end{bmatrix} \quad (13)$$

由命题 1 可知,系统是可以输入输出解耦的。

经计算

$$\begin{aligned} L_{\rho} L_f h_1(x) = 0 & \quad L_{\rho} L_f h_2(x) = 0 \\ L_{\rho} L_f h_3(x) = 0 \end{aligned}$$

由命题 2 可知,悬架系统簧上质量振动可以独立于路面激励,与路面激励无关。

计算控制量  $u$ , 由式(12)可得

$$u = A^{-1} \left( \begin{bmatrix} -L_f^2 h_1(x) \\ -L_f^2 h_2(x) \\ -L_f^2 h_3(x) \\ -L_f^2 h_4(x) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \\ v_4 \end{bmatrix} \right) \quad (14)$$

因控制的目的是减小悬架簧上质量振动的加速度及位移,因此令参考输入

$$\begin{cases} v_1 = -k_{11} \dot{z}_s - k_{12} z_s \\ v_2 = -k_{21} \dot{\theta} - k_{22} \theta \\ v_3 = -k_{31} \dot{\varphi} - k_{32} \varphi \\ v_4 = -k_{41} \dot{z}_{u1} - k_{42} z_{u1} - k_u z_{u1} / m_1 \end{cases} \quad (15)$$

为保证解耦后系统的稳定性,  $k_{ij}$  ( $i=1, 2, 3, 4; j=1, 2$ ) 须大于零。

把式(14)、式(15)代人式(10),系统垂向位移、俯仰角、侧倾角表达式成为了独立的线性二阶系统

$$\begin{aligned} \ddot{z}_s + k_{11} \dot{z}_s + k_{12} z_s &= 0 \\ \ddot{\theta} + k_{21} \dot{\theta} + k_{22} \theta &= 0 \\ \ddot{\varphi} + k_{31} \dot{\varphi} + k_{32} \varphi &= 0 \end{aligned}$$

由线性控制理论可知,只要二阶系统的系数大于零,系统就能稳定。二阶系统选取大的阻尼系数可以使  $z_s, \theta, \varphi$  显著衰减,但系数的选取须考虑其他的指标,如悬架的动挠度、车轮的动行程等。通过仿真,可以实现对系数合理选取。

### 3 算法仿真

为验证算法的有效性,在 MATLAB 中对算法进行了仿真,并与被动悬架的仿真结果进行了比较。

仿真所用的参数采用文献 [4] 中的参数:  $M=1\ 200\text{ kg}, J_\theta=2\ 160\text{ kg}\cdot\text{m}^2, J_\varphi=460\text{ kg}\cdot\text{m}^2, k_u=190\text{ kN/m}, k_1=k_3=35\text{ kN/m}, k_2=k_4=38\text{ kN/m}, m_1=m_2=m_3=m_4=59\text{ kg}, a=1.4\text{ m}, b=1.7\text{ m}, c=1\text{ m}, d=1\text{ m}, k_{r1}=2, k_{r2}=0.25$ 。

在被动悬架仿真时,车辆前端阻尼器的阻尼系数为  $1\ 000\text{ Ns/m}$ ,后端的阻尼系数为  $1\ 100\text{ Ns/m}$ 。仿真时间为  $10\text{ s}$ ,仿真步长为  $0.01\text{ s}$ ,采用四阶龙格库塔算法解微分方程组。

采用解耦控制的主动悬架与被动悬架仿真的对比结果如图 3~9 所示。

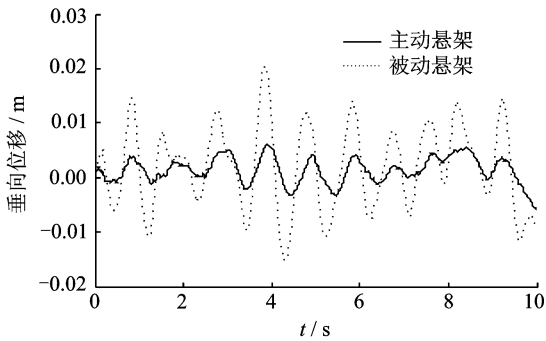


图 3 簧上质量垂向位移对比

Fig. 3 Comparison of the vertical displacement of the sprung mass

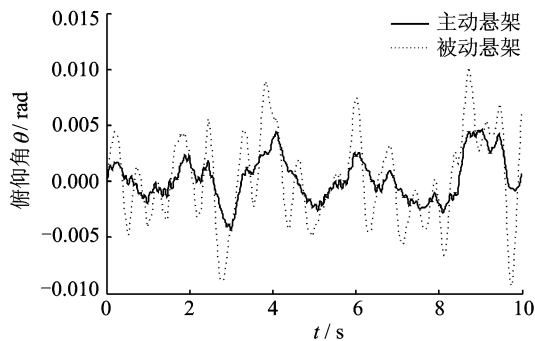


图 4 簧上质量俯仰角对比

Fig. 4 Comparison of the pitching angle of the sprung mass

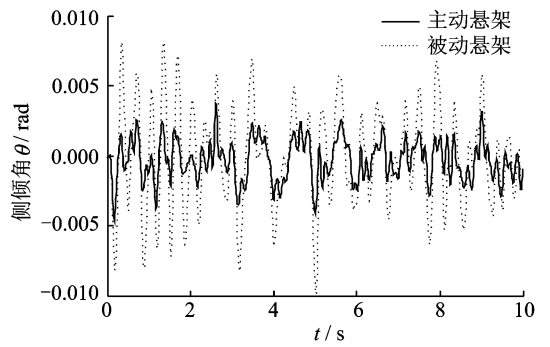


图 5 簧上质量侧倾角对比

Fig. 5 Comparison of the rolling angle of the sprung mass

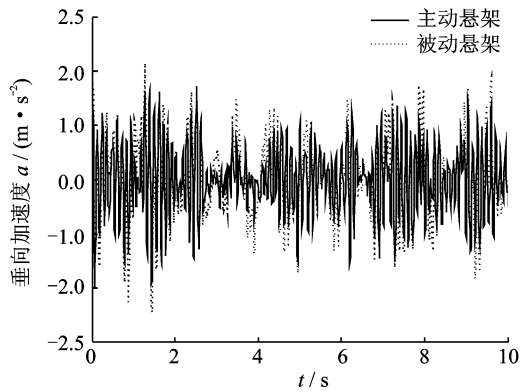


图 6 悬架簧上质量的垂向加速度曲线对比

Fig. 6 Comparison of vertical acceleration of the sprung mass

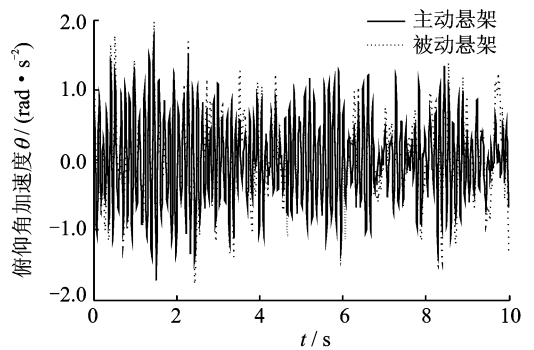


图 7 悬架簧上质量的俯仰角加速度曲线对比

Fig. 7 Comparison of pitching angular acceleration of the sprung mass

由图 3~10 及表 1 可看出:悬架簧上质量振动的垂向位移、俯仰角及侧倾角有大幅衰减;垂向加速度、俯仰角加速度及侧倾角加速度明显减小;各车轮处的动挠度有一定程度减小。动行程变化不大或稍有增加。为了节省篇幅,其他车轮处的动挠度、动行程曲线并未示出。

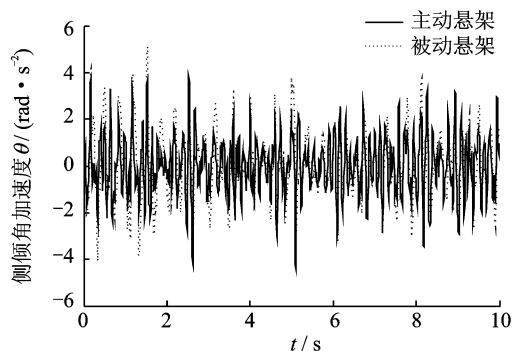


图8 悬架簧上质量的侧倾角加速度曲线对比

Fig. 8 Comparison of rolling angular acceleration of the sprung mass

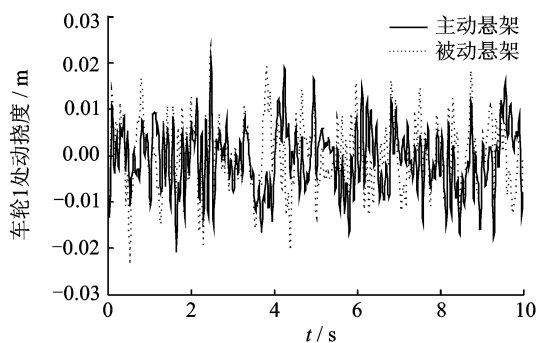


图9 车轮1处的动挠度

Fig. 9 Comparison of dynamic deflection of the wheel 1

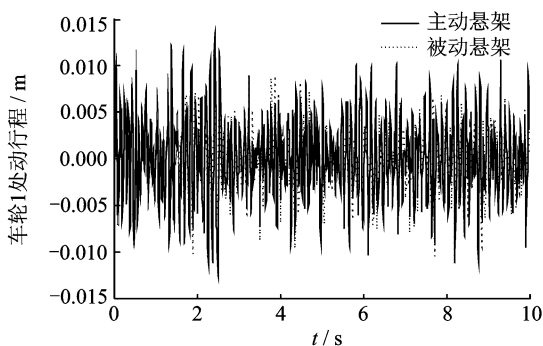


图10 车轮1处的动行程

Fig. 10 Comparison of dynamic displacement of the wheel 1

## 4 结束语

在建立带主动悬架的整车非线性模型的基础上,利用微分几何理论对整车悬架系统进行解耦并对其进行减振控制。系统经解耦后,悬架簧上质量的垂向运动、侧倾运动及侧倾运动相互独立,成为独立的线性二阶系统,系统簧上质量的运动实了解耦。仿真结果表明,车辆簧上质量振动的垂向位移、俯仰角及侧倾角大幅衰减;各向加速度及各车轮处

表1 结果比较

Tab. 1 Result of the comparison

参数	被动悬架	主动悬架解耦控制	幅值衰减/%
垂向位移均方根值/m	0.007 9	0.002 7	66
俯仰角均方根值/rad	0.004 0	0.002 0	50
侧倾角均方根值/rad	0.003 5	0.001 5	57
垂向加速度均方根值/( $m \cdot s^{-2}$ )	0.731 8	0.629 5	14
俯仰角加速度均方根值/( $rad \cdot s^{-2}$ )	0.623 7	0.595 8	5
侧倾角加速度均方根值/( $rad \cdot s^{-2}$ )	1.459 7	1.247 9	15
轮1处动挠度/m	0.007 4	0.006 9	6
轮2处动挠度/m	0.007 9	0.007 1	10
轮3处动挠度/m	0.006 7	0.006 2	6
轮4处动挠度/m	0.007 1	0.006 5	8
轮1处动行程/m	0.004 2	0.004 1	-2.5
轮2处动行程/m	0.004 4	0.004 2	-5
轮3处动行程/m	0.004 2	0.004 2	0
轮4处动行程/m	0.004 2	0.004 1	-2.5

的动挠度也有一定程度的减小,说明该解耦减振控制算法是有效的。

## 参 考 文 献

- [1] 李以农,郑玲. 基于磁流变减振器的汽车半主动悬架非线性控制方法[J]. 机械工程学报,2005,41(5):31-36.  
Li Yinong, Zheng Ling. Nonlinear control methods of automotive semi-active suspension based on the MR damper[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(5):31-36. (in Chinese)
- [2] Lauwerys C, Swevers J, Sas P. Robust linear control of an active suspension on a quarter car test-rig [J]. Control Engineering Practice, 2005,13(5):577-586.
- [3] Prabakar R S, Sujatha C, Narayanan S. Optimal semi-active preview control response of a half car vehicle [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009,326(3):400-420.
- [4] Huang C J, Li T H S. Fuzzy feedback linearization control for MIMO nonlinear system and its application to full-vehicle suspension system[J]. Circuits System

- Signal Process, 2009,28(6):959-991.
- [5] Karnopp D C, Crosby M J, Harwood R A. Vibration control using semi-active force generators [J]. ASME, Journal of Engineering for Industry, 1974,96(2):619-626.
- [6] Dong Xiaomin, Yu Miao, Liao Changrong. Comparative research on semi-active control strategies for magneto-rheological suspension [J]. Nonlinear Dynamics, 2010,59(3):433-453.
- [7] Guclu R. Fuzzy logic control of seat vibrations of a non-linear full vehicle model [J]. Nonlinear Dynamics, 2005,40(1):21-34.
- [8] Sam Y M, Osman J H S, Ghani M R A. A class of proportional-integral sliding mode control with application to active suspension system [J]. Systems & Control Letters, 2004,51(3):217-223.
- [9] 张永林,钟毅芳. 车辆路面不平度输入的随机激励时域模型[J]. 农业机械学报,2004,35(2):9-12.  
Zhang Yonglin, Zhong Yifang. Time domain model of road undulation excitation to vehicles[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2004,35(2):9-12. (in Chinese)
- [10] 王启瑞,刘立强,陈无畏. 基于随机次优控制的汽车电动助力转向与主动悬架集成控制[J]. 中国机械工程, 2005,16(8):743-747.  
Wang Qirui, Liu Liqiang, Chen Wuwei. Integrated control of automotive electrical power steering and suspension systems based on the random sub-optimal control[J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(8): 743-747. (in Chinese)
- [11] 夏小华,高为炳. 非线性系统控制及解耦[M]. 北京:科学出版社,1997:25-29.
- [12] 宫清先,张化光,孟祥萍. 一类 MIMO 非线性系统的稳定干扰解耦控制[J]. 控制理论与应用, 2006,23(2): 199-203.  
Gong Qingxian, Zhang Huaguang, Meng Xiangping. Disturbance decoupling control with stability for a class of MIMO nonlinear systems[J]. Control Theory & Applications, 2006, 23(2):199-203. (in Chinese)
- [13] Isidori A. Nonlinear control systems [M]. 3rd. London:Springer-Verlag,1995:219-227.



**第一作者简介:**陈建国,男,1970年10月生,博士研究生、副教授。主要研究方向为机电系统智能控制。曾发表《电液伺服系统模型跟随自适应控制》(《机床与液压》2006年第6期)论文。

E-mail:2007cjpg@163.com